

УДК[536.24+532.55]:697.971

ЛИСАК О.В.

Інститут відновлюваної енергетики НАН України

РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧИХ ОБІГРІВАЧІВ

Мета. Представити дані по характеристикам тепловіддачі каналів електротеплоакумулюючих обігрівачів (ЕО) в залежності від температури теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ).

Методика. Моделювання було виконано для каналів статичних та динамічних ЕО при значеннях температури ТАМ 100, 300 та 600 °С та температури навколишнього повітря 20 °С.

Результати. Отримані результати показують, що зміна тепловіддачі в залежності від температури ТАМ має порівняно лінійний характер в діапазоні 100...300°С. За значення температури ТАМ 100 °С тепловіддача різних по глибині каналів статичних ЕО є практично однаковою, але за температури ТАМ 600 °С вона суттєво відрізняється для каналів глибиною 10 та 15 мм. Тепловіддача каналів динамічних ЕО залежить від витрати повітря в них та за прийнятій конфігурації цеглин більші ніж вдвічі перевищує тепловіддачу каналів статичних ЕО за температури ТАМ 100°С.

Наукова новизна. Продемонстровано характер тепловіддачі каналів ЕО, для каналів динамічних ЕО наведено значення втрат тиску.

Практична значимість. Представлені дані можуть слугувати для обґрунтування принципів конструювання ЕО та вибору типу ЕО в залежності від необхідного значення теплового потоку приладу до приміщення.

Ключові слова: акумуляційні системи опалення, теплоакумулюючі електропечі, електротеплоакумулюючі електропечі, теплонакопичувач, теплообмін.

Вступ. Зараз в Україні актуальною задачею є впровадження систем опалення, які б не використовували імпортовані енергоресурси та були дешевшими за традиційні системи опалення з використанням газу чи вугілля. Одним з можливих рішень цієї задачі є перехід на системи електричного теплоакумуляційного опалення. В даній роботі розглядається один з різновидів цих систем: електротеплоакумулюючі обігрівачі (ЕО), також відомі як теплонакопичувачі та теплоакумулюючі електропечі [1].

Принцип роботи таких приладів наступний: в години дії пільгового тарифу на електроенергію ЕО споживає її для розігріву теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ). Як правило, для цього використовують вбудовані в об'єм ТАМ електричні нагрівачі. ТАМ утворюють з викладених в спеціальному порядку цеглин зі стійкого до високих температур матеріалу, здатного накопичувати значну кількість теплової енергії. Регулювання тепловіддачі приладів здійснюється шляхом зміни кількості повітря, що проходить по каналах, утворених кладкою цегли, в об'ємі ТАМ [2]. Розігрите повітря може додаткового змішуватись з зовнішнім для того, аби температура утвореної суміші на виході з приладу не перевищувала встановлене санітарно-гігієнічними нормами значення. Одночасно здійснюється й тепловіддача від зовнішніх поверхонь приладу. По завершенню періоду дії пільгового тарифу й до початку наступного його періоду тепловіддача від приладу забезпечується шляхом використання акумульованої в ТАМ теплоти.

Конструкції ЕО по регулюванню тепловіддачі поділяються на два типи. Якщо повітря проходить через канали в об'ємі ТАМ внаслідок природної конвекції, то такі ЕО називають

статичними, якщо рух повітря забезпечує вентилятор – то динамічними [1]. Типові рішення з конфігурації каналів цих моделей наведено в [3].

Оскільки широкого вжитку набули саме моделі ЕО, що здатні регулювати тепловий потік, виникає потреба в оцінці характеристики тепловіддачі від цих приладів. На початку розвитку технології ЕО, їх конструктивні характеристики обирались емпірично [4,5] і сучасні конструкції ЕО відповідають практиці, що склалась на основі багаторічного досвіду. Враховуючи, що останнім часом відбуваються помітні зміни умов, за яких працюють ЕО, – зменшуються допустимі тепловтрати будівель; підвищується термальна маса будівельних конструкцій; використовується додаткова «зарядка» приладу поза межами дії пільгового тарифу – виникає потреба в модернізації традиційних конструкцій ЕО.

Мета. На прикладі типових конструктивних рішень каналів ЕО визначити тепловіддачу від них, а у випадку динамічних ЕО – додатково оцінити втрати тиску при проходженні повітрям каналів. Оскільки в цій роботі увага зосереджена на отриманні ідеалізованих значень тепловіддачі каналів та втрат тиску в них, при моделюванні руху повітря в кладці цегли досліджуваних конструкцій знехтувано наявністю в каналах ЕО монтажних кріплень та електричних нагрівачів, так само як і наявністю інших конструктивних елементів. Також прийнято припущення про відсутність нерівномірності розподілення температури в об'ємі ТАМ. У стінок каналу температура співпадатиме з температурою ТАМ $t_w = t_{ТАМ}$.

Врахування цих та інших факторів, що можуть вплинути на тепловіддачу та втрати тиску в каналах ЕО, буде виконано в подальших роботах. А отримані моделюванням значення будуть слугувати базисом для попереднього конструктивного розрахунку приладу з уточненням його теплових та аеродинамічних характеристик в залежності від прийнятих проектних рішень.

Постановка задачі. Приймаємо температуру повітря, яке надходить до каналів, $t_{пов} = 20^\circ\text{C}$. Оскільки в літературі розглядають перепад температури ТАМ в ЕО від 600°C до 100°C [6,7], проаналізуємо тепловіддачу при температурі ТАМ $t_{ТАМ} = 100, 300$ та 600°C .

Моделювання тепловіддачі та втрат тиску здійснювалось в CFD-програмі (OpenFOAM). Прийнята для аналізу модель розрахунків враховує лише конвективну тепловіддачу від каналів. Це обумовлено тим, що в даному моделюванні температура ТАМ є однаковою для всього об'єму ТАМ і променевий теплообмін між його складовими в такому випадку буде відсутнім. Оскільки при аналізі розглядається лише сухе повітря, яке не містить часток вологи чи пилу, променевий теплообмін між повітрям та поверхнями ТАМ також буде відсутнім. Параметри повітря прийняті з [8]. В подальших моделюваннях буде оцінено вплив променевого теплообміну на тепловіддачу від каналів ЕО.

Виробництво статичних та динамічних ЕО виконується на одних й тих самих підприємствах, тому для уніфікації технологічного процесу потрібно використання однотипних конструкцій. Зокрема це стосується висоти кладки ТАМ, яка в усіх розглянутих випадках складатиме $H_{ТАМ} = 420$ мм. Блок ТАМ, як правило, утворюється з декількох однотипних та повторюваних кладок цеглин як по висоті, так і ширині. Найменший однотипний елемент кладки цеглин будемо називати «комплект». набір «комплектів» по висоті блоку ТАМ будемо називати «секцією». Згідно обраної потужності ЕО визначається кількість встановлених поруч одна з одною (по ширині приладу) секцій.

Виконаємо моделювання тепловіддачі від однієї секції ЕО. Для порівняння регульованої тепловіддачі від секцій різної ширини та за різної кількості застосованих секцій n використаємо характеристику $q_{\text{тепл}}$, Вт/м, що показує відношення прийнятої тепловіддачі однієї секції $Q_{\text{сек}}$, Вт, до заданої ширини цієї секції B , мм:

$$q_{\text{тепл}} = K_n \cdot (Q_{\text{сек}}/B), \quad (1)$$

де K_n – коефіцієнт, що враховує зміну питомої тепловіддачі за кількості секцій n .

Моделювання тепловіддачі каналу статичного ЕО. Кладку цеглин статичного ЕО виконують таки чином, щоб утворювався вертикальний канал для руху повітря. Як правило, це прямокутні у горизонтальному перерізі канали, які характеризуються співвідношенням сторін $S \times W$, де S – глибина каналу, мм; а W – ширина каналу, мм. В якості типового каналу приймаємо канал зі сторонами $S = 10$ мм та $W = 170$ мм. Висоту каналів приймаємо $H_{\text{кан}} = H_{\text{там}} = 420$ мм. Ширину секції B приймаємо такою ж, як ширину цеглини. Як правило, ширина цеглини не надто перевищує значення ширини каналу і в цій роботі приймаємо $B = W + 20$ мм.

Приклади розрахунку тепловіддачі для подібних каналів наведені в [9–13]. Якщо розглядати канал, як дві паралельні пластини, то суттєво на значення тепловіддачі впливатиме лише значення глибини (прийнятої як відстань між пластинами). Тому проаналізуємо тепловіддачу від каналу за зростання глибини каналу в півтора ($S = 15$ мм) та два рази ($S = 20$ мм).

Важливу роль в моделюванні відіграє й те, які саме значення властивостей повітря будуть використані. Як правило, це стосується наступних параметрів: коефіцієнту об'ємного розширення β , K^{-1} ; коефіцієнту кінематичної в'язкості ν , m^2/s ; коефіцієнту теплопровідності λ , $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; та числа Прандтля Pr . В залежності від джерела їх рекомендують вводити в розрахунок опираючись на відомі значення: 1) температури навколишнього повітря $t_{\text{пов}}$, 2) середнього значення між температурою повітря та температурою стінки $t_f = 0,5 \cdot (t_w + t_{\text{пов}})$ та 3) температури стінки t_w (окрім β).

Методику розрахунку тепловіддачі від каналів приймаємо згідно [13]. Значення β буде визначатись за температури навколишнього повітря $T_{\text{пов}}$, К:

$$\beta = 1/T_{\text{пов}}. \quad (2)$$

Інші параметри повітря визначаємо наступним чином: за $t_w = 100$ °С приймаємо їх за температури t_f , а для випадків 300 та 600 °С – за температури t_w .

Характерний розмір для розрахунку тепловіддачі r , м, визначаємо як [13]:

$$r = (2 \cdot A)/\Pi, \quad (3)$$

де A – площа поперечного перерізу каналу, m^2 ;

Π – периметр каналу, м.

Для розглянутого випадку прямокутного каналу A складає:

$$A = S \cdot W, \quad (4)$$

а Π складає:

$$\Pi = 2 \cdot (S + W). \quad (5)$$

Якщо W є значно більшим за S , то розраховуємо ці канали як паралельні за $r = S$.

Тепер визначаємо число Релея Ra :

$$Ra = (\beta \cdot g \cdot (t_w - t_0) \cdot r^3 \cdot Pr) / \nu^2 \quad (6)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

В подальших розрахунках використовується модифіковане число Релея Ra_{mod} :

$$Ra_{\text{mod}} = Ra \cdot (r/H). \quad (7)$$

Числа Нуссельта Nu визначаємо як:

$$Nu = \left[\left(\frac{Ra_{\text{mod}}}{f Re} \right)^m + \left(D \cdot C_l \cdot Ra_{\text{mod}}^{1/4} \right)^m \right]^{1/m} \quad Ra_{\text{mod}} \leq 10^5 \quad m = -1.5, \quad (8)$$

де $f Re$ – коригуючий коефіцієнт, що приймається в залежності від форми каналу [14];

D – коригуючий параметр, для повітря $D = 1,2$;

C_l – коригуючий коефіцієнт, що визначає вплив значення Pr на тепловіддачу:

$$C_l = 0,671 / \left(1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right)^{4/9}. \quad (9)$$

Використаємо надану в [11] апроксимацію для розрахунку $f Re$ для каналів за співвідношення $G = (S/W)$:

$$f Re = 24 \cdot (1 - 1,3553 \cdot G + 1,9467 \cdot G^2 - 1,7012 \cdot G^3 + 0,9564 \cdot G^4 - 0,2537 \cdot G^5). \quad (10)$$

Далі визначаємо середнє значення тепловіддачі від стінок каналу $\bar{\alpha}$, Вт/(м²·К):

$$\bar{\alpha} = (Nu \cdot \lambda) / r, \quad (11)$$

та площу стінок каналу як F , м²:

$$F = H_{\text{кан}} \cdot \Pi. \quad (12)$$

Таким чином тепловіддача каналу $Q_{\text{кан}}$, Вт, а відповідно й секції $Q_{\text{сек}}$, (оскільки за прийнятої конструкції використовується лише один канал на секцію) матиме вигляд:

$$Q_{\text{сек}} = Q_{\text{кан}} = \bar{\alpha} \cdot F \cdot (t_w - t_{\text{пов}}). \quad (13)$$

В даних розрахунках виконаємо спрощення, яке пов'язано з тим, що тепловіддачу буде розраховано як для двох паралельних каналів. Тобто, $r = S$ та $F = 2 \cdot H_{\text{кан}} \cdot W$. Схожий результат забезпечує моделювання тепловіддачі в CFD-програмі, що й показано на рис. 1. За $t_w = 100^\circ\text{C}$ тепловіддача різних по глибині каналів статичних ЕО є практично однаковою. За $t_w = 600^\circ\text{C}$ тепловіддача суттєво відрізняється для каналів глибиною 10 та 15 мм, але відмінність значень для каналів глибиною 15 та 20 мм є вже не такою суттєвою. В діапазоні $t_w = 100 \dots 300^\circ\text{C}$ зміна тепловіддачі від однієї секції має практично лінійний характер. Наведений розрахунок демонструє, що підвищення тепловіддачі за рахунок збільшення глибин каналу є несуттєвим за $t_w = 100^\circ\text{C}$, але з наближенням температури ТАМ до 600°C збільшення глибини каналу з 10 до 15 мм буде призводити до значного підвищення тепловіддачі – що потребуватиме більшої кількості обвідного повітря для підтримання допустимої санітарними нормами верхньої граничної температури повітря на виході з ЕО та зробить регулювання роботи приладу менш плавним.

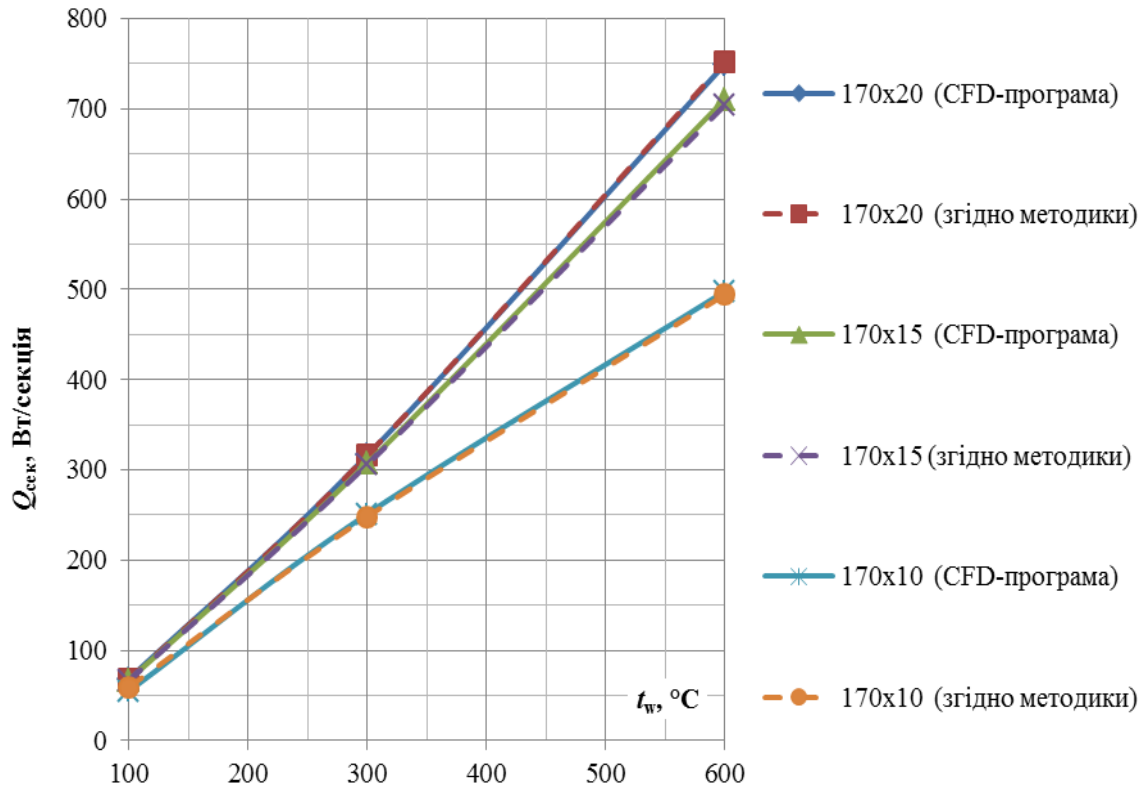


Рис 1. Тепловіддача секції статичних ЕО різної форми в залежності від температури стінки t_w

Моделювання тепловіддачі та втрат тиску для каналу динамічного ЕО. Схеми конфігурації цегли (спрощені за нехтування монтажними елементами і електричними нагрівачами) та характеристики руху повітря в каналах показані на рис.2. Комплект кладки розглянутої конфігурації динамічного ЕО складається з двох цеглин, а секція – з трьох таких комплектів ($n_{компл} = 3$).

Змоделюємо тепловіддачу та втрати тиску повітря для однієї секції динамічного ЕО. Приймаємо витрату повітря $L_{сек}$, м³/год, на кожену секцію 5, 10 та 15 м³/(год·секція). Тепловіддачу визначимо за температур ТАМ, прийнятих згідно моделювання (рис. 3). Одночасно з тепловіддачею за тих самих умов визначено й втрати тиску Δp , Па, при проходженні повітрям цих каналів (рис. 4).

В розглянутих каналах рух повітря є дуже нерівномірним і використання відомих залежностей для визначення тепловіддачі за розвинутого потоку та простої конфігурації каналу є неможливим. Тому на даному етапі обмежимося моделюванням в CFD-програмі.

Аналіз даних проведеного моделювання вказує на лінійну залежність тепловіддачі в діапазоні температур ТАМ 100...300 °С, як і для випадку каналів статичного ЕО. Тепловіддача та втрати тиску за обох моделювань були схожими, а різницю їх значень можна віднести до фактору наближеності моделювання.

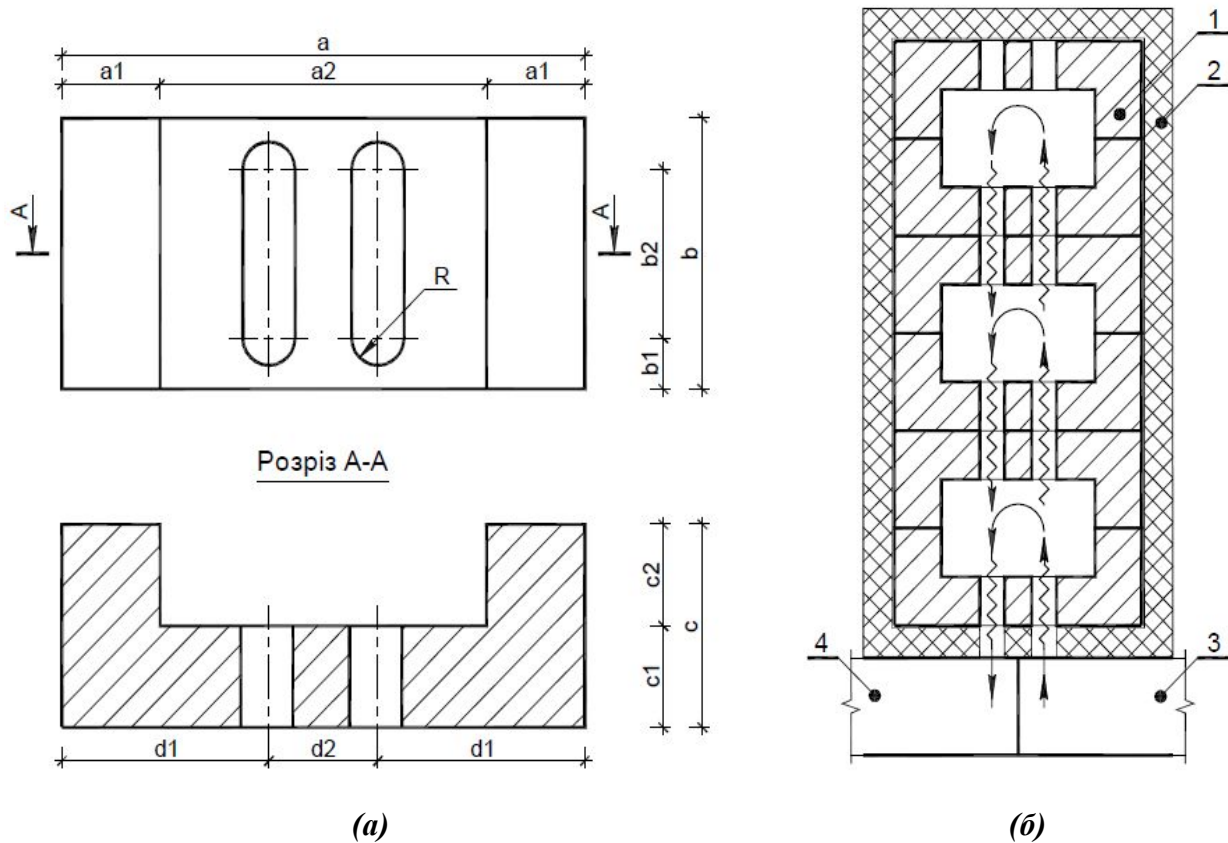


Рис 2. Елементи конструкції блоку ТАМ динамічного ЕО: (а) цегла, (б) секція:

1 – цегла ТАМ; 2 – теплова ізоляція; 3 – подача повітря до блоку ТАМ; 4 – вихід повітря з блоку ТАМ.

Примітка: значення розмірів цеглини наведено в табл. 1.

Таблиця 1.

Розміри динамічної цегли

Розмір	a	a1	a2	b	b1	b2	c	c1	c2	d1	d2	R
Значення, мм	178	27	124	182	50	82	70	60	10	54	70	9

Моделювання тепловіддачі каналу динамічного ЕО у статичному режимі. В [15] була запропонована схема роботи динамічного ЕО у статичному режимі. Використовуючи наведену конфігурацію цеглин динамічного ЕО (рис. 2), визначимо тепловіддачу від цих каналів в статичному режимі.

Методику розрахунку приймаємо такою ж, що й за моделювання тепловіддачі каналів статичного ЕО. Наближено, нехтуючи заокругленістю каналів, визначаємо тепловіддачу вважаючи канал прямокутним зі співвідношенням сторін $W \times (2R)$. Оскільки між каналами окремих цеглин існують прогалини, висоту повітряного каналу секції приймаємо як $H_{кан} = H_{ТАМ} - 2 \cdot c2 \cdot n_{компл}$. Співвідношення сторін даного каналу наближено приймаємо як $W/(2R) = 4$ і, відповідно, згідно [11] отримуємо $fRe = 18,70$.

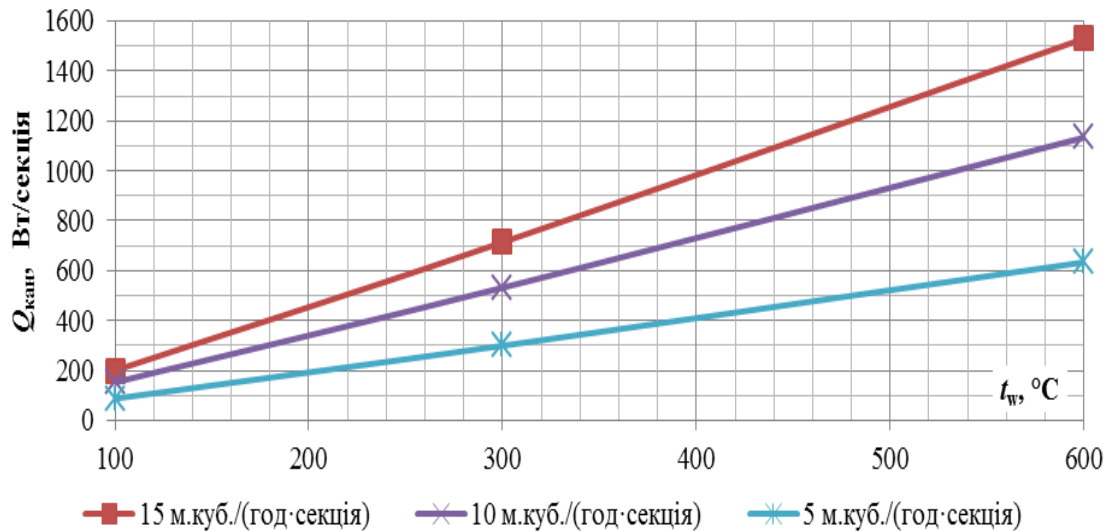


Рис 3. Тепловіддача секції динамічного ЕО в залежності від температури стінки t_w та кількості повітря L , що підводиться до секції

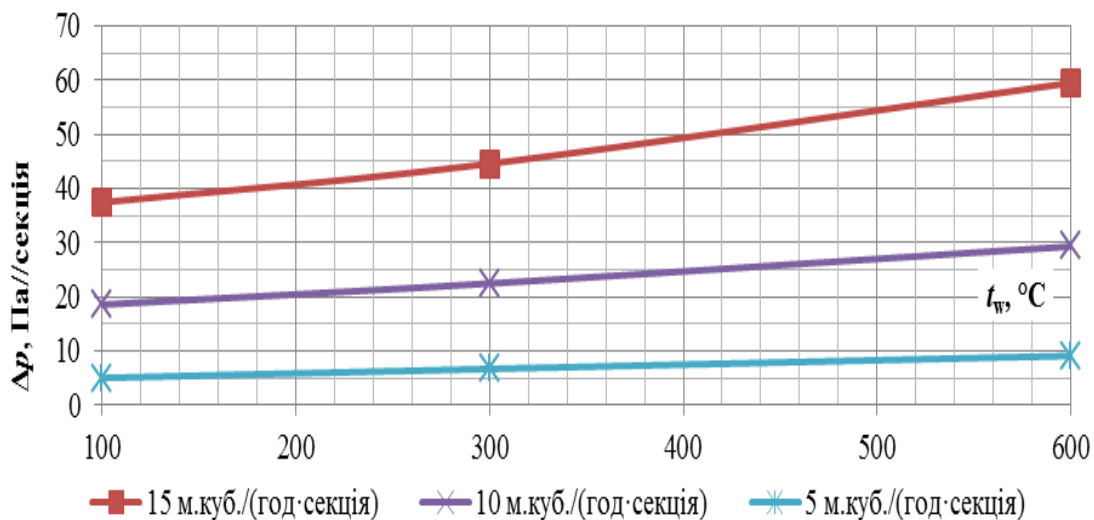


Рис 4. Значення втрат тиску повітря у секції динамічного ЕО в залежності від температури стінки t_w та кількості повітря L , що підводиться до секції

З причин того, що в секції використовується відразу два канали, значення тепловіддачі каналу визначатиметься як:

$$Q_{сек} = 2 \cdot Q_{кан} \quad (14)$$

Значення тепловіддачі від каналів, отримані за використання аналітичних залежностей, співпадають з даними, отриманими CFD-моделюванням для однієї та трьох секцій (рис. 5). Отримані дані можуть значно перевищувати технічно досяжні значення, оскільки доступ повітря до каналів, що розташовані біля задньої стінки ЕО динамічного типу, буде ускладненим внаслідок особливостей конструкції запропонованого приладу, і тому параметри тепловіддачі запропонованої конструкції потребують експериментального уточнення.

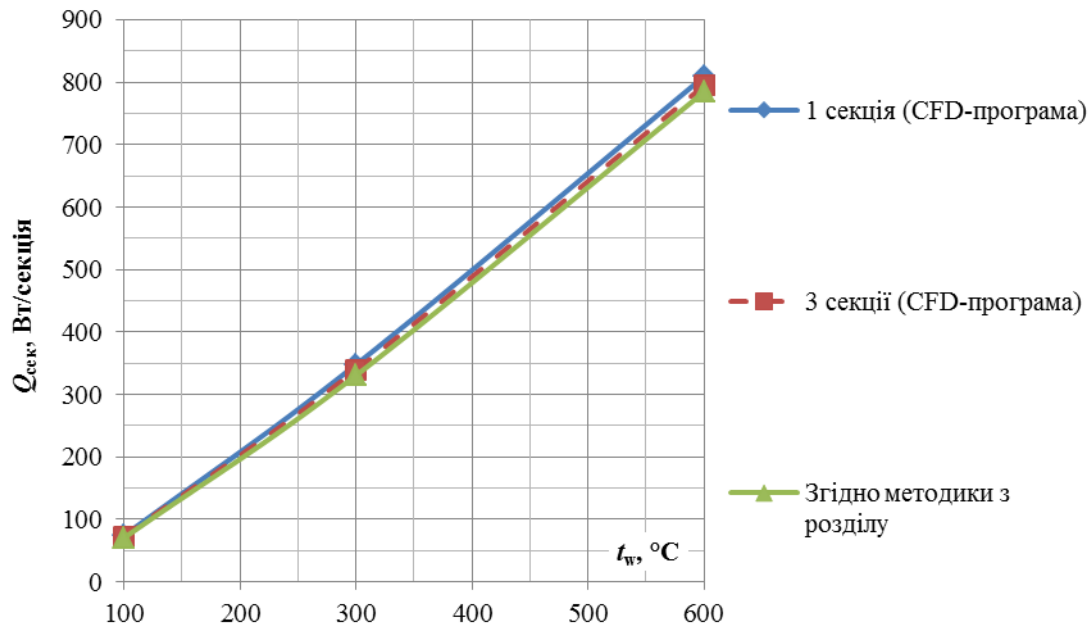


Рис 5. Тепловіддача секції динамічного ЕО за статичного режиму від температури стінки t_w

Аналіз отриманих результатів. Наведені результати продемонстрували, що тепловіддача секцій за температури 100...300 °С має порівняно лінійний характер. Цей діапазон є важливим, оскільки саме в ньому визначають температуру охолодження ТАМ, за якої тепловий потік від приладу стане меншим проектного. Тепловіддача від динамічних ЕО за ширини секції 187 мм більш ніж вдвічі перевищує тепловіддачу від статичних ЕО з секцією 190 мм. З цього можна зробити висновок, що динамічні ЕО забезпечують більший діапазон регулювання тепловіддачі та здатні більш повно використовувати акумульовану теплоту, оскільки мають вище значення теплового потоку.

Висновки:

1. Проведений аналіз виявив впливові фактори щодо характеру тепловіддачі різних конструкцій каналів ЕО. Було продемонстровано, що залежність тепловіддачі від температури ТАМ є практично лінійною в діапазоні значень 100...300 °С. Прийняте в даній роботі спрощення пов'язане з єдиною температурою ТАМ повинно бути перевіреном та оцінено як фактор впливу на тепловіддачу від приладу. Серед причин, які спричинюють нерівномірності розподілу температури в ТАМ, є конфігурація цегли, властивості матеріалів ТАМ, розміщення електричних нагрівачів та їх габарити. Вплив означених причин на тепловіддачу від приладу буде проаналізовано в подальших роботах.

2. Визначення тепловіддачі від приладу має також враховувати тепловіддачу від зовнішніх поверхонь приладу. Ця складова тепловіддачі є нерегульованою. Об'єднавши значення регульованої та нерегульованої тепловіддачі можливо отримати характерне значення тепловіддачі від приладу, що створить умови для більш чіткого уявлення про особливості конструкції приладу, за якого ЕО буде здатним забезпечувати в повній мірі передбачене проектом значення теплового потоку за рахунок виключно акумульованої теплової енергії.

3. В подальшому також планується уточнення отриманих в статті даних з урахуванням впливу додаткових конструктивних елементів: теплової ізоляції блоку ТАМ, монтажних кріплень, нагрівачів, наявності решіток тощо.

Список використаних джерел

1. Малкін, Е. С. Теплоакмулюючі електропечі. Термінологія і класифікація [Текст] / Е. С. Малкін, О. В. Лисак // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2014. – № 3. – С. 69–74. – ISSN 2409-2924.
2. Лысак, О. Выбор теплоаккумулирующих электропечей при внедрении в Украине [Текст] / Олег Лысак, Эдуард Малкин // Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym. – Częstochowa (Poland) : Politechnika Częstochowska, 2015. – № 1 – С. 117–125. – ISSN 2299-8535.
3. Лисак, О. В. Аналіз конфігурації конвективних каналів теплоакмулюючих електропечей [Текст] / О. В. Лисак, Е. С. Малкін // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Серія: «Технічні науки». – Рівне : Національний університет водного господарства та природокористування, 2015. – Вип. 1. – С. 265–274. – ISSN 2306-5478.
4. Bates, E. Development of transportable thermal-storage space heaters [Text] / E. Bates // Proceedings of the IEE-Part A: Power Engineering. – 1957. – V. 104. – Issue 17. – P. 415-423. – ISSN 0369-8882. – doi: 10.1049/pi-a.1957.0108.
5. Griffith, M. V. Electric thermal-storage heaters [Text] / M. V. Griffith // Electronics and Power. – 1964. – T. 10. – Issue 3. – P. 68-71. – ISSN 0013-5127. – doi: 10.1049/ep.1964.0071.
6. Богословский, В. Н. Отопление : ученик для вузов / В. Н. Богословский, А. Н. Сканава. – М. : Стройиздат, 1991. – 735 с.
7. Кривошеин, И. А. Бытовые электронагревательные приборы и установки : монография / И. А. Кривошеин. – М. : Изд-во МКХ РСФСР, 1963. – 184 с.
8. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд., стер. – Москва : Энергия, 1977. – 343 с.
9. Ellsion, G. N. Thermal Computations for Electronics: Conductive, Radiative, and Convective Air Cooling [Text] / G. N. Ellsion. – Boca Raton, London, New York : CRC Press, 2010. – 416 p. – ISBN 978-1-4398-5017-6.
10. Kraus, A. D. Introduction to Thermal and Fluid Engineering [Text] / A. D. Kraus, J. R. Welty, A. Aziz. – Boca Raton, London, New York : CRC Press, 2011. – 972 p. – ISBN 978-1-4200-8808-3.
11. Rohsenow, W. M. Handbook of heat transfer [Text]. / W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, Y. I. Cho (eds). – New York : McGraw-Hill, 1998. – 3rd ed. – 1500 p. – ISBN 0-07-053555-8.
12. Bar-Cohen, A. Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates [Text] / A. Bar-Cohen, W. M. Rohsenow // Journal of Heat Transfer. – 1984. – V. 106. – Issue 1. – P. 116-123. – ISSN 0022-1481. – eISSN 1528-8943. – doi:10.1115/1.3246622.
13. Kreith, F. CRC Handbook of Thermal Engineering [Text] / F. Kreith (ed.). – Boca Raton : CRC Press LLC, 2010. – 1200 p. – ISBN 0-8493-9581-X.
14. Elenbaas, W. The dissipation of heat by free convection the inner surface of vertical tubes of different shapes of cross-section [Text] / W. Elenbaas // Physica. – 1942. – V. 9. – Issue 8. – P. 865-874. – doi:10.1016/S0031-8914(42)80062-2.
15. Пат. 102861 України, МПК F24H 7/00 (2015.01). Комбінований статично-динамічний теплонакопичувач / О. В. Лисак – № u201504450; заявл. 06.05.2015; опубл. 25.11.2015, Бюл. № 22/2015.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ЭЛЕКТРОТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩИХ ОБОГРЕВАТЕЛЕЙ ЛЫСАК О.В.

Институт возобновляемой энергетики НАН Украины

Цель. Представить данные по характеристикам теплоотдачи каналов электротеплоаккумулирующих обогревателей (ЭО) в зависимости от температуры теплоаккумулирующего материала (ТАМ).

Методика. Моделирование было выполнено для каналов статических и динамических ЭО при значениях температуры ТАМ 100, 300 и 600 °С и температуры окружающего воздуха 20 °С.

Результаты. Полученные результаты показали, что изменение теплоотдачи в зависимости от температуры ТАМ имеет сравнительно линейный характер в диапазоне 100...300 °С. При температуре ТАМ 100 °С теплоотдача разных по глубине каналов статических ЭО практически одинакова, но при температуре ТАМ 600 °С она существенно отличается для каналов глубиной 10 и 15 мм. Теплоотдача каналов динамических ЭО зависит от расхода воздуха в них и при использовании принятой в статье конфигурации кирпичей более чем вдвое превышает теплоотдачу каналов статических ЭО при температуре ТАМ 100 °С.

Научная новизна. Продемонстрирован характер теплоотдачи каналов ЭО, для каналов динамических ЭО приведены значения потерь давления.

Практическая значимость. Представленные данные могут служить для обоснования принципов конструирования ЭО и выбора типа ЭО в зависимости от требуемого значения теплового потока прибора в помещении.

Ключевые слова: аккумуляционные системы отопления, теплоаккумулирующие электронагреватели, электротеплоаккумулирующие электронагреватели, теплонакопители, теплообмен.

HEAT OUTPUT CONTROL OF A STORAGE HEATER LYSAK O.

Institute of Renewable Energy at National Academy of Sciences of Ukraine

Purpose. This article analyses the data on heat transfer from the airways of a storage heater depending on temperature of thermal storage material (TSM).

Methodology. CFD simulations were performed for airways of static and dynamic storage heaters. The design temperatures of TSM used in these simulations were 100, 300 and 600 °С and the design temperature of ambient air temperature was 20 °С.

Findings. The results showed that heat output from airways has a relatively linear dependence on TSM temperature in the range of 100...300 °С. When TSM temperature is 100 °С, heat output from airways of different configurations is almost equal but when TSM temperature is 600 °С, the heat outputs from airways with depth of 10 and 15 mm differ significantly. Heat output of a dynamic storage heater airway depends on air flow and for shown in this article airway configuration it more than doubles heat output of a static storage heater output when TSM temperature is 100 °С.

Originality. The heat output from the airways of static and dynamic storage heaters were shown. Pressure drop for airways of a dynamic storage heater is also shown.

Practical value. The data can be used to study the principles of storage heater design and to choose a type of a storage heater based on the required value of heat output from unit.

Keywords: storage heating, electric storage heating, storage heaters, heat transfer, airways.